

$$\begin{aligned}
& -P \sin \beta_P \cos \alpha_P b_P + P \cos \beta_P \cos \alpha_P a_P - F \sin \beta_F \cos \alpha_F b_F - F \cos \beta_F \cos \alpha_F a_F = \\
& = \int_{L/2-t_1}^{L/2} q_1(z) \cdot z \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz + \int_{-L/2}^{-L/2+t_2} q_2(z) \cdot z \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz + \\
& + \mu r_1 \int_{L/2-t_1}^{L/2} q_1(z) \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz + \mu r_2 \int_{-L/2}^{-L/2+t_2} q_2(z) \cdot \frac{\lambda_x + \gamma_y z}{\sqrt{(\lambda_x + \gamma_y z)^2 + (\lambda_y + \gamma_x z)^2}} dz.
\end{aligned}$$

Дана система залежностей представляє собою шукану математичну модель функціонування пінольного механізму з двома циліндричними напрямними різного діаметра.

Список літератури

1. Гречка А.І. Підвищення точності і навантажувальної здатності пінольних механізмів агрегатно-модульного технологічного обладнання : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.03.01 / А.І. Гречка. – Кіровоград, 1998. – 20 с.
2. Гречка А.І. Новий критерій балансу між точністю та навантажувальною здатністю пінольних механізмів / А.І. Гречка, А.М. Кириченко // Вісник КДПУ. – Кременчук: КДПУ, 2009. – № 6 – С. 110-114.
3. Орликов М.Л. Динамика станков / М.Л. Орликов. – [2-е изд., перераб.]. – К.: Высшая школа, 1989. – 272 с.

Одержано 25.05.11

УДК 621.9.06-112

Г.С. Попов, магістрант гр. МВ-10-МБ, А.І. Гречка, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Теоретичне дослідження впливу форми поперечного перерізу напрямних пінольних механізмів на їх вихідні характеристики

В статті у стислій формі представлені математичні моделі умов функціонування пінольних механізмів з трапецієвидною та ромбовидною формами напрямних та проведено аналіз впливу таких форм поперечного перерізу на вихідні характеристики даних механізмів.
пінольний механізм, форма напрямних, показник ефективності

Перекошене положення в них пінолі, яке притаманне пінольним механізмам з традиційними схемами навантаження, значно знижує як точність, та і навантажувальну здатність силових вузлів. На вирішення цієї задачі розроблені критерії, що дозволяють встановити необхідні співвідношення між навантажувальною здатністю і точністю положення вихідного органу приводу подачі, визначити раціональні значення вказаних характеристик та параметрів пінольного механізму для забезпечення максимальної ефективності роботи силового вузла. В той же час пінольні механізми з призматичними напрямними є невивченими з даної точки зору. Таким чином поширення відомого

способу оцінки ефективності функціонування даних механізмів на випадок призматичних пінолей є актуальним.

Для оцінки навантажувальної здатності повзунових механізмів, до яких відносяться і пінольні механізми, за втратами на тертя М.Л. Орліковим [1] було запропоновано використовувати коефіцієнт передачі сил. У своїх роботах В.М. Пестунов [2] та В.А. Крижанівський [3] запропонували методи та способи зменшення втрат на тертя, які також до певної міри вирішували і проблему точності положення пінолі в напрямних, завдяки зменшенню моментів, які перекошують вихідних орган приводу подач.

В подальших дослідженнях для оцінки досягнення балансу між навантажувальною здатністю пінольного механізму та точністю положення пінолі в напрямних запропоновано використовувати показник ефективності пінольного механізму $k_{епм}$, що представляє собою сума добутків приведенного відхилення осі пінолі S , коефіцієнта передачі сил ϵ та максимальних контактних тисків $p_{кон}$ з відповідними показниками степенів (k_s, k_ϵ, k_p) при кожному з них, взятих у кожній точці сукупної області варіювання вхідних параметрів схеми навантаження:

$$k_{епм} = \frac{\sum_{i=1}^n S^{k_s} \cdot \epsilon^{k_\epsilon} \cdot p_{кон}^{k_p}}{n},$$

де n – обрана кількість точок сукупної області варіювання вхідних параметрів.

Метою роботи є аналіз впливу форми поперечного перерізу напрямних пінольного механізму на показники його вихідних характеристик: приведенного відхилення осі пінолі, коефіцієнта передачі сил, максимальних контактних тисків $p_{кон}$ та показника ефективності пінольного механізму.

Для аналізу обираємо піноль з трапецієвидною і ромбовидною формами напрямних. Для порівняння наведемо також найбільш поширену форму напрямних пінолі – циліндричну. Суміщена просторова схема навантаження пінольного механізму із зазначеними поперечними перетинами напрямних зображена на рис. 1.

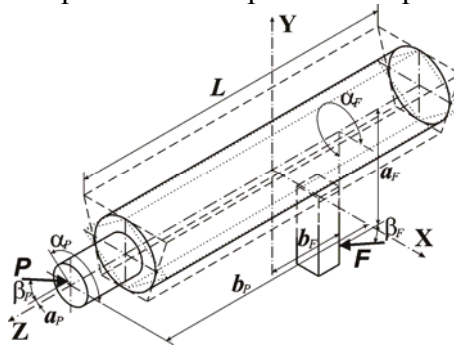


Рисунок 1 – Комбінована схема навантаження пінольного механізму

Вісь Z суміщаємо з віссю пінолі, вісь X розташована горизонтально. На піноль зі сторони процесу обробки діє технологічне навантаження P , що нахилене до осі Z під кутом β_P . Радіальна складова даної сили розташована в площині, нормальній до осі пінолі під кутом α_P до осі X . Ексцентриситет розташування осьової складової сили технологічного опору відносно осі Z складає a_P , виліт радіальної складової відносно площини XOY становить b_P . Зі сторони приводу подачі на піноль діє рівнодіюча сила подачі F , лінійні та кутові координати прикладення якої аналогічні силі P з відповідним індексом ($\alpha_F, \beta_F, a_F, b_F$). При русі пінолі в напрямних виникають сили тертя $F_{тр}$, які прямопропорційні контактним тискам, μ – коефіцієнт тертя.

Для визначення величини деформації δ та встановлення закону її зміни по координаті z розглянемо положення осі пінолі в двох взаємоперпендикулярних площинах, що перерізають вісь Z . Нехай це будуть площини XOZ та YOZ . У площині XOZ положення точок осі пінолі визначається рівнянням прямої $x = \lambda_x + \gamma_y z$, у площині YOZ – $y = \lambda_y + \gamma_x z$, де λ – зміщення осі пінолі по осі у початковому перерізі; γ – кут нахилу осі пінолі навколо осі у розглядаємій площині.

Схеми розподілу контактних тисків і деформацій у поперечних перетинах для різних форм напрямних представлені на рис. 2, 3. Для трапецієвидної форми напрямних залежність між елементарним навантаженням q і контактною деформацією δ у функції вздовж осі Z вздовж осей X та Y буде різною:

$$\delta_x(z) = \begin{cases} |x| - \frac{\Delta \operatorname{tg}(\Theta)}{2}, & \text{якщо } |x| - \frac{\Delta \operatorname{tg}(\Theta)}{2} > 0 \\ 0, & \text{якщо } |x| - \frac{\Delta \operatorname{tg}(\Theta)}{2} < 0 \end{cases}, \quad q_x(z) = \frac{\delta_x(z)^2 \cos^2(\Theta) h}{c^2};$$

$$\delta_y(z) = \begin{cases} |y| - \frac{\Delta}{2}, & \text{якщо } |y| - \frac{\Delta}{2} > 0 \\ 0, & \text{якщо } |y| - \frac{\Delta}{2} < 0 \end{cases}, \quad q_y(z) = \begin{cases} \frac{\delta_y(z)^2 \sin^2(\Theta) h}{c^2}, & \text{якщо } y > 0, \\ \frac{\delta_y(z)^2 s}{c^2}, & \text{якщо } y < 0 \end{cases},$$

де Δ – зазор в напрямних; c – коефіцієнт пропорційності; h – висота пінолі; s – ширина горизонтальної напрямної; Θ – кут нахилу похилої грані.

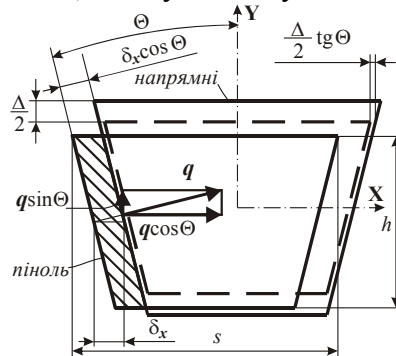


Рисунок 2 – Схема розподілу контактних тисків і деформацій для трапецієвидної форми напрямних

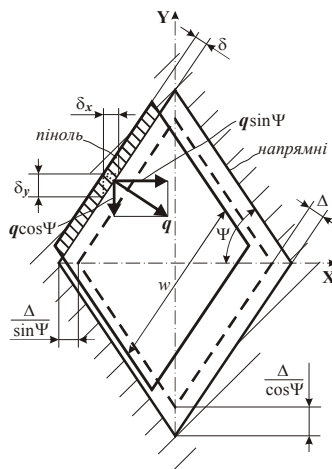


Рисунок 3 – Схема розподілу контактних тисків і деформацій для ромбовидної форми напрямних

Для ромбовидної форми напрямних залежність між елементарним навантаженням q і контактною деформацією δ у функції вздовж осі Z залежить від напрямку розгляду вздовж осей X чи Y і має вид:

$$\delta_x(z) = \begin{cases} |x| - \frac{\Delta}{\sin(\Psi)}, & \text{якщо } |x| - \frac{\Delta}{\sin(\Psi)} > 0 \\ 0, & \text{якщо } |x| - \frac{\Delta}{\sin(\Psi)} < 0 \end{cases}, \quad q_x(z) = \frac{2\delta_x(z)^2 \sin^3(\Psi)w}{c^2};$$

$$\delta_y(z) = \begin{cases} |y| - \frac{\Delta}{\cos(\Psi)}, & \text{якщо } |y| - \frac{\Delta}{\cos(\Psi)} > 0 \\ 0, & \text{якщо } |y| - \frac{\Delta}{\cos(\Psi)} < 0 \end{cases}, \quad q_y(z) = \frac{2\delta_y(z)^2 \cos^3(\Psi)w}{c^2},$$

де w – ширина грані ромба; 2Ψ – кут між гранями ромба.

Математична модель умов функціонування пінольного механізму представляє собою систему наступних рівнянь:

$$\begin{aligned} -P \sin \beta_p \cos \alpha_p - F \sin \beta_F \cos \alpha_F &= \int_{-L/2}^{L/2} q_x(z) \cdot \frac{x}{|x|} dz; \\ -P \sin \beta_p \sin \alpha_p - F \sin \beta_F \sin \alpha_F &= \int_{-L/2}^{L/2} q_y(z) \cdot \frac{y}{|y|} dz; \\ F \cos \beta_F - P \cos \beta_p - \mu \int_{-L/2}^{L/2} |q_x(z)| dz - \mu \int_{-L/2}^{L/2} |q_y(z)| dz &= 0; \\ P \sin \beta_p \sin \alpha_p b_p - P \cos \beta_p \sin \alpha_p a_p + F \sin \beta_F \sin \alpha_F b_F + F \cos \beta_F \sin \alpha_F a_F - \\ - \mu R_y t_y &= \int_{-L/2}^{L/2} q_y(z) \cdot z \cdot \frac{y}{|y|} dz; \\ -P \sin \beta_p \cos \alpha_p b_p + P \cos \beta_p \cos \alpha_p a_p - F \sin \beta_F \cos \alpha_F b_F - F \cos \beta_F \cos \alpha_F a_F + \\ + \mu R_x t_x &= \int_{-L/2}^{L/2} q_x(z) \cdot z \cdot \frac{x}{|x|} dz, \end{aligned}$$

де R_x – сума проєкцій зовнішньоприкладених сил на вісь X ; R_y – сума проєкцій зовнішньоприкладених сил на вісь Y ; t_x – плече моменту сил тертя відносно осі X ; t_y – плече моменту сил тертя відносно осі Y .

Для трапецієвидної форми напрямних напрямком радіальної складової сили подачі повинен бути спрямований на відтискання пінолі від похилих граней. Водночас щодо кута Θ існують обмеження, пов'язані з контактними тисками (рис. 4).

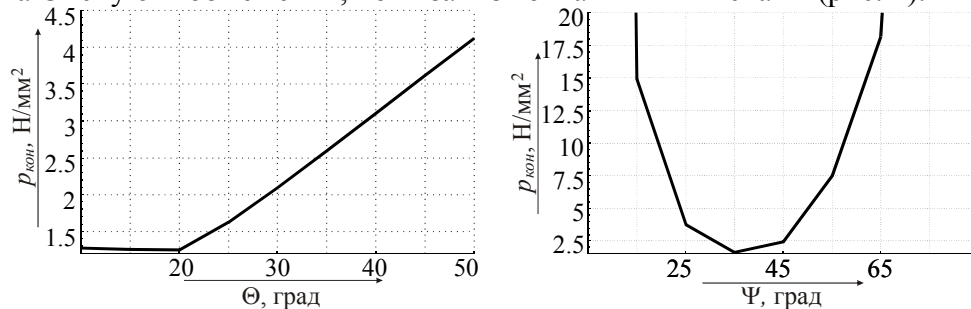


Рисунок 4 – Залежність максимальних контактних тисків від кута Θ трапеції та кута Ψ ромба

Кут Θ не може бути меншим 30° . Кут Ψ має ще менший діапазон варіації. Найбільш раціональні значення кута Ψ знаходяться у діапазоні $35^\circ \dots 45^\circ$.

Висновки. 1) Для кожної форми поперечного перерізу напрямних загальної тенденцією підвищення вихідних характеристик є зростання габаритів поперечного перерізу. 2) Раціональні значення кута Θ трапецієвидної форми напрямних лежать у діапазоні $10^\circ \dots 30^\circ$. 3) Раціональні значення кута Ψ ромбовидної форми напрямних лежать у діапазоні $35^\circ \dots 45^\circ$.

Список літератури

1. Орликов М.Л. Динамика станков / М.Л. Орликов. – [2-е изд., перераб.]. – К.: Высшая школа, 1989. – 272 с.
2. Пестунов В.М. Повышение точности и производительности металлорежущих станков / В.М. Пестунов, Е.А. Кариков. – К.: Техника, 1979. – 96 с.
3. Крижанівський В.А. Що обмежує вантажну спроможність приводу подачі силових вузлів / В.А. Крижанівський // Зб. наук. праць КДТУ : техніка у сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2000. – № 6. – С. 14-17.

Одержано 25.05.11

УДК 621.9.06-112

С.М. Халявка, магістрант гр. МВ-10-МБ, А.І. Гречка, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Встановлення адекватності математичної моделі умов функціонування пінольних механізмів з циліндричною напрямною

В статті наведена математична модель функціонування пінольного механізму, побудована з використанням степеневі залежності між контактними тисками і деформаціями. Описані методика і спеціальний стенд для встановлення адекватності цієї моделі.

пінольний механізм, степенева залежність, адекватність

Пінольні механізми здобули широке розповсюдження у силових вузлах металорізальних верстатів як виконавчі органи приводів подач. До найважливіших характеристик пінольних механізмів як класу повзунових механізмів відносяться навантажувальна здатність та точність положення в напрямних. В той же час саме зазначені характеристики значною мірою визначають як енергоємність та матеріалоємність силових вузлів, так і продуктивність та точність процесу обробки. [1]

Для опису функціонування пінольного механізму була розроблена загальна просторова схема навантаження, що дозволяє аналізувати довільний процес обробки, для забезпечення якого використовується привід подачі з перетворюючим механізмом довільного типу. Схема навантаження представлена на рис. 1.